

VEHICLE BUMPER BEAM

Publication number: JP6328988

Publication date: 1994-11-29

Inventor: NURISHI AKIHIKO; MAEGAKI YASUNOBU;
KUSUYAMA TETSUYA

Applicant: TOPURE KK

Classification:

- international: **B23K9/00; B60R19/04; B23K9/00; B60R19/02; (IPC1-7): B60R19/04; B23K9/00**

- european:

Application number: JP19940073859 19940318

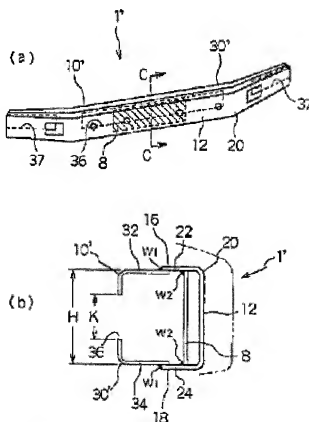
Priority number(s): JP19940073859 19940318; JP19930089107 19930323

Report a data error here

Abstract of JP6328988

PURPOSE: To provide a bumper beam of downsized space, of lightweight structure and of high buckling strength.

CONSTITUTION: Flanges 22 and 32, and flanges 24 and 34 on each side of a front side member 20 of U-shaped section and a rear side member 30' are overlapped respectively, and arc welding is executed thereto to form a bumper beam body 10'. The upper and lower end of a reinforcing member 8 parallel to a front longitudinal wall 12 and a rear longitudinal wall are abutted on an upper wall 16 and a lower wall 18 on the inner side of the bumper beam body of this box-shaped section, and welded thereto by the fillet welding. Notches 36, 37 having the width where $K/H \leq 0.45$ are formed in the rear longitudinal wall 14. This constitution prevents the deformation of the upper wall and the lower wall where the wall is bulged outside when the load is applied thereto even when the walls are made of thin plate, the buckling strength is improved, and the weight is reduced. No peeling or opening are generated because no spot welding is executed, and the ventilating efficiency to the engine room is also improved because no flanges are projected downward.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

特開平6-328988

(43) 公開日 平成6年(1994)11月29日

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 R 19/04	M			
B 2 3 K 9/00	5 0 1 C	7920-4E		

審査請求 未請求 請求項の数 6 F D (全 10 頁)

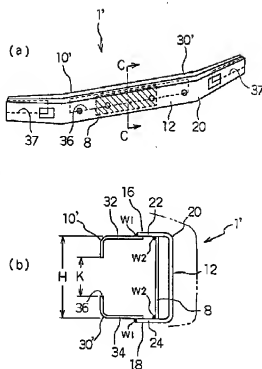
(21) 出願番号	特願平6-73859	(71) 出願人	000219233 東ブレ株式会社 東京都中央区日本橋3丁目12番2号
(22) 出願日	平成6年(1994)3月18日	(72) 発明者	陸師 昭彦 神奈川県相模原市南橋本3丁目2番25号 東ブレ株式会社相模原事業所内
(31) 優先権主張番号	特願平5-89107	(72) 発明者	前垣 泰延 神奈川県相模原市南橋本3丁目2番25号 東ブレ株式会社相模原事業所内
(32) 優先日	平5(1993)3月23日	(72) 発明者	楠山 哲也 神奈川県相模原市南橋本3丁目2番25号 東ブレ株式会社相模原事業所内
(33) 優先権主張国	日本 (J P)	(74) 代理人	弁理士 菊谷 公男 (外3名)

(54) 【発明の名称】 車両用バンパービーム

(57) 【要約】

【目的】 小さスペース、軽量で、座屈強度の高いバンパービームとする。

【構成】 断面コ字形状の前側部材20と後側部材30'とをそれぞれの両側フランジ22と32、24と34を重ね合わせ、アーク溶接してバンパービーム本体10'が形成される。この箱型断面とされたバンパービーム本体の内側に、前縦壁12および後縦壁14と平行の補強部材8がその上端および下端を上壁16および下壁18に突き当て、隅肉溶接で接合されている。また後縦壁14には $K/H=0.45$ 以下の幅寸法を有する切り欠き36、37が形成されている。これにより、薄板でも荷重を受けたとき外側へ膨らもうとする上壁および下壁の変形が補強部材により阻止され、座屈強度が向上するとともに軽量化される。スポット溶接がないからばがれや口開きがなく、また下方へ突出するフランジもないからエンジンルームへの通風効率も向上する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の横幅方向に延び、前縦壁、後縦壁、上壁ならびに下壁からなる箱型断面を有する車両用バンパービームであって、前記箱型断面内に上端および下端がそれぞれ前記上壁および下壁につながり前記前縦壁または後縦壁と略平行な補強部材が設けられていることを特徴とする車両用バンパービーム。

【請求項2】 前記箱型断面は、それぞれ断面コ字形状の前側部材および後側部材をそれぞれの両側フランジを互いに溶接して構成したバンパービーム本体により形成され、前記補強部材は、前記上端および下端を前記上壁および下壁に突き当てて溶接されていることを特徴とする請求項1記載の車両用バンパービーム。

【請求項3】 前記箱型断面の前縦壁、後縦壁、上壁ならびに下壁と、前記補強部材が一体に押し出し材で形成されていることを特徴とする請求項1記載の車両用バンパービーム。

【請求項4】 前記補強部材の前記前縦壁または後縦壁からの距離dと箱型断面の幅Dとの相対寸法が、 $0.07 \leq d/D \leq 0.25$ であることを特徴とする請求項1、2または3記載の車両用バンパービーム。

【請求項5】 前記補強部材の前記前縦壁または後縦壁からの距離dと箱型断面の幅Dとの相対寸法が、 $d/D \approx 0.20$ であることを特徴とする請求項1、2または3記載の車両用バンパービーム。

【請求項6】 前記後縦壁に、箱型断面の高さHとの相対寸法が $K/H = 0.45$ 以下の幅寸法Kを有する切り欠きが形成されていることを特徴とする請求項5記載の車両用バンパービーム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、乗用車その他の車両用バンパーに用いられるバンパービームに関する。

【0002】

【従来の技術】 車両用バンパーは、車体のデザインとマッチングさせて成形された図示しない外皮の内側に、図14に示されるような荷重負担および衝撃吸収のためのバンパービーム40が設けられている。従来のこの種のバンパービームは、その基本断面が、図15の(a)に示されるように、ハット型部材41と平板42を組み合わせた台形、あるいは(b)のような略同形状のハット型部材44、45を重ね合わせた1角形とされ、それぞれ当接させたフランジ部43および46でスポット溶接して形成されている。なお図15中、48は外皮である。このバンパービームは車両部品の中でも大型部品であり重量も大きなものとなるため、図16に示すように、バンパービーム本体50を極力薄板材で形成したうえ要素に補強材56を設けて強度を増大するようにしている。この補強材56はPで示される荷重方向に対してこれと略同方向に延ばし、前後の縦壁面52、54にスポット

溶接された構造とされている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら上記従来のバンパービーム構造では、補強材56を設けてあるにもかかわらず、上述のP方向の荷重を受けたとき、図17に示すような、荷重と同方向に延びる上壁58、下壁60などが外側などに膨らんでついには屈折するにいたるという現象を呈する。このため補強材の板厚を十分に厚いものとする必要があり、あるいはビーム本体自体の重量軽減のための薄板化も徹底することができないという問題がある。

【0004】 そのため、例えば重量1000～2000Kgクラスの乗用車用として座席荷重3.5トンのときの変位を30mm以下とする要求仕様の下で、1.6mmおよび1.4mm厚の鋼板の組み合わせが多く用いられている。さらに、フランジ部における結合がスポット溶接によっているため、荷重を受けたときスポットはがれやスポット間における開口きなどが発生して、設計値通りの強度、剛性が確保されにくいという問題がある。

【0005】 そしてまた、上記従来の構造ではフランジ43、46が上下方向に延びているため、バンパービームの背後に設けられるラジエータやその他エンジンルーム内へ導かれるべき風がフランジ突出によりF'のように偏向され、なめらかな通風が遮ぎられて、効率的な冷却効果の妨げともなっている。したがって本発明は、上記従来の問題点に鑑み、軽量でスベースをとり、さらには設計強度の確保しやすい、改良された車両用バンパービームを提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 このため本発明は、車両の横幅方向に延び、前縦壁、後縦壁、上壁ならびに下壁からなる箱型断面を有する車両用バンパービームであって、前記の箱型断面内に上端および下端がそれぞれ上壁および下壁につながり前記の前縦壁または後縦壁と略平行な補強部材が設けられているものとした。

【0007】 上記箱型断面は、それぞれ断面コ字形状の前側部材および後側部材をそれぞれの両側フランジを互いに溶接して形成することができ、あるいは補強部材とともに一体に押し出し材で形成することもできる。そして、補強部材の前記前縦壁または後縦壁からの距離dと箱型断面の幅Dとの相対寸法を $0.07 \leq d/D \leq 0.25$ とし、とくに $d/D \approx 0.20$ とすることができる。さらには、後縦壁に箱型断面の高さHとの相対寸法が $K/H = 0.45$ 以下の幅寸法Kを有する切り欠きを形成することができる。

【0008】

【作用】 上壁および下壁につながり前縦壁または後縦壁と略平行な補強部材が設けられているから、前後方向の荷重が加えられたとき外側へ膨らもうとする上壁および下壁の変形が補強部材により阻止され、座席強度が向上

する。また箱型断面のため、外方へ突出する部位がなく、小型に形成される。

【0009】そして、補強部材の位置を $0.07 \leq d/D \leq 0.25$ としたときには、とくに座屈強度の向上が顕著である。また、とくに $d/D \approx 0.20$ としたときには、最大の座屈強度が得られる。このとき後縦壁に $K/H = 0.45$ 以下の切り欠きを形成したときには、高い座屈強度を保持しながら軽量化される。

【0010】

【実施例】図1は本発明の第1の実施例を示す。図の(b)は、(a)におけるA-A部の拡大断面図である。バンパービーム1はバンパービーム本体10と補強部材8とからなる。車両の横荷方向に延びるバンパービーム本体10が、それぞれ断面U字形状の前側部材20および後側部材30とから構成される。前側部材20はその底壁を車両前方に向けた前縦壁12としてその両側フランジ22、24を後方へ向け、後側部材30はその底壁を車両後方に向けた後縦壁14としてその両側フランジ32、34を前方へ向け、前側部材20のフランジ22、24を後側部材30のフランジ32、34の外側に重畳させてある。そして、前側部材20が、そのフランジ22、24の後縁において、重畳する相手フランジ32、34とアーク溶接W1により接合され、これにより、バンパービーム本体の上壁16および下壁18が形成されている。

【0011】このようにして箱型断面とされたバンパービーム本体10の中央部分内側には、前縦壁12および後縦壁14と平行の補強部材8が配置され、この補強部材8はその上端および下端を上壁16および下壁18に突き当てて、補強部材の横方向長さの全長にわたってそれぞれアークによる連続した隅肉溶接W2で接合されている。

【0012】この実施例によるバンパービームは以上のように構成されているから、図1の(b)に示したD方向の荷重を受けても、先の図17のような外側への膨らみが前縦壁12あるいは後縦壁14と平行の補強部材8によって阻止され、バンパービーム本体10の板厚を薄くしても高い座屈強度を有する。

【0013】次に本実施例に基づく測定結果について説明する。これは乗用車用として、図2に示すように、前側部材20として板厚1.4mm、後側部材30として板厚1.2mmのそれぞれ120kg/mm²の高張力鋼板を用いて100mm(H)×74mm(D)の長方形箱型断面に形成された長さ1346mmのバンパービーム本体に、補強部材8として同材料の板厚1.2mm長さ400mmの板を接合したの物について、補強部材8の接合位置を変化させて測定したものである。なお、図の(b)は、(a)におけるB-B部の拡大断面図である。

【0014】測定は、図3に示されるように、911mm

m離間した点で支持し、ロードセルSaを備える負荷子Sでその中間点に荷重を加えて、荷重-変位曲線を求めた。補強部材の接合位置を前縦壁からそれぞれ、 $d = 3, 5, 12, 14, 17$ 、および27mmとしたときの荷重-変位曲線が図4~図9に示される。これから各変位と座屈荷重をまとめた図10のようになる。なお、バンパービームは車体への取付部位の構造上許容される変位量は50mm程度が限度で、それ以上は他の構造体との干渉などで変位しなくなる。したがってバンパービームの吸収エネルギーを検討するにあたっては変位量50mmまでの範囲で考慮する必要がある。上記図10にはこの範囲でのエネルギー量を併記した。

【0015】そして要求強度として、座屈荷重3.5トン(ton)のときの変位を30mm以下とすると、これを満足する補強部材の位置仕様として、 $d = 5 \sim 17$ mm、すなわちバンパービーム本体の箱型断面の幅すなわち下壁16、18の幅D(=74mm)に対する相対寸法 d/D が、 $0.07 \leq d/D \leq 0.25$

で得られる。この結果、従来のものに対して構成部材の板厚が薄くて要求仕様を満たすことから、5.8Kgの従来構造のものに対して測定品は4.4Kgで、24%軽量化された。

【0016】さらに上記範囲の中でも、 $d = 14$ mm、すなわち $d/D \approx 0.20$ までは d/D 値を大きくするほど衝撃吸収エネルギーが増大し、また荷重-変位曲線の立ち上がり角度からわかるように、 d/D 値を小さくすれば剛性が高くなることがわかる。したがって、当該バンパービームを装着する車両の車種特性に依り、衝撃吸収性能に重点を置くときには d/D 値を大きく設定して前縦壁と後縦壁間の中間寄りとし、剛性に重点を置く場合には d/D 値を小さく設定して前縦壁寄りとするように任意に決定することができる。

【0017】次に上記第1の実施例を基に、さらに軽量化を図った第2の実施例を図11に示す。図の(b)は、(a)におけるC-C部の拡大断面図である。先の図10から明らかなように、耐荷重(座屈荷重) $d = 14$ mmのとき、すなわち $d/D \approx 0.20$ のとき最高値の4.25トンが得られ、同じく $d = 14$ mmのとき、エネルギー吸収量の最高値160.5Kgを得ている。

【0018】本実施例のバンパービーム1'では、補強部材の接合位置を上記耐荷重ならびにエネルギー吸収量の最高値を得る関係、すなわち相対寸法 $d/D \approx 0.20$ に設定するとともに、後側部材30'に切り欠き36、37を設けてある。切り欠き36はバンパービーム本体10'の車体への取付部分を除き該取付部分間の全長にわたって形成され、切り欠き37は取付部分から左右外側に形成されている。切り欠き36の切り欠き幅Kは、図11の(b)の断面において45mmとされてい

る。すなわち、相対寸法が $K/H=0.45$ となっている。その他の構成は前実施例と同じである。

【0019】図12および図13は、上記補強部材の接合位置を $d=14\text{mm}$ とし、切り欠き幅 K を 0.45mm 、および 50mm としたときの計測データを示している。これによれば、切り欠き幅 K が 4.5mm のときにも、 4.1トン の耐荷重および 154.7Kg のエネルギー吸収量が得られており、切り欠きを有しないときの 4.25トン 、 160.5Kg に対して、極めてわずかに低下せず十分な値を保持している。計測の際の条件は第1の実施例で説明したものと同じである。そしてこの $K=4.5\text{mm}$ の切り欠きを設けたパンバービーム1'は、切り欠きを有しないパンバービームに対して重量比 89% まで軽量化された。一方、 K が 4.5mm を越えたと急激に耐荷重が落ち、 50mm では例えば荷重 3.5トン のときの変位を 30mm 以下とする要求仕様を安定的にクリアすることが期待できない。したがって、使用する材料や板厚の関係を考慮しながら、切り欠き幅は上記 4.5mm の寸法を最大限として適宜選定するのがよい。

【0020】なお、図示の各実施例では補強部材8がパンバービーム本体10、10'の前縦壁12寄りに設けられたものとしたが、これに限定されず、対称的に後縦壁14寄りにすることもでき、その場合には上記の d/D 値も後縦壁14が基準となる。これにより、例えば車室内にエアバッグが装着される車両用であれば、衝撃吸収の相当部分をエアバッグに受け持たせ、衝突センサの感度向上のためパンバービームは比較的剛性を高くしようとするなどことが容易に実現される。

【0021】実施例はさらに、パンバービーム本体10、10'における接合やパンバービーム本体への補強部材8の接合がアーク溶接W1あるいはW2とされているから、はがれや口開きの恐れがなく、設計値通りの強度が安定して確保されるという利点を有する。また、パンバービーム本体の形成において、前側部材2と後側部材30、30'の結合が、前後方向に延びるフランジの重合縁部でのアーク溶接でなされているから、従来のような下方へのフランジ突出がなく、前方からの風がFのようになめらかにエンジンルームへ導かれ通風効率も向上する。

【0022】また、パンバービーム本体ならびに補強部材の材質を高張力鋼板としたが、このほかアルミ板、あるいはアルミ押し出し材など適宜に材料を選択して用いることができる。さらに実施例では補強部材が前縦壁および後縦壁と平行なものとしたが、厳密に平行であることは要せず、前縦壁または後縦壁のいずれかに略平行であれば上下壁の膨らみを阻止することができ座屈強度向上の効果が得られる。なお、溶接はアーク溶接の他に、レーザ溶接（T継手貫通溶接）なども用いることができる。

【0023】

【発明の効果】以上のとおり、本発明は箱型断面内に上端および下端がそれぞれ上壁および下壁につながり前縦壁または後縦壁と略平行な補強部材を設けたものとしたから、前後方向の荷重が加えられたとき外側へ膨らもうとする上壁および下壁の変形が補強部材により阻止され、薄板などを用いて薄肉としても座屈強度が向上し軽量化される。そして、補強部材の前縦壁または後縦壁からの距離と箱型断面の幅との相対寸法を $0.07 \leq d/D \leq 0.25$ としたときには、とくに座屈強度の向上が顕著であり、またとくに $d/D \approx 0.20$ としたときには、その最大値ならびにエネルギー吸収量の最大値が得られる。

【0024】さらに、 $d/D \approx 0.20$ とするとともに後縦壁に箱型断面の高さとの相対寸法が $K/H=0.45$ 以下の幅寸法を有する切り欠きを形成することにより、高い座屈強度を保持しながら軽量化されるという効果を有する。また箱型断面のため、例えば従来のような下方へ突出するフランジなどがなく、小型に形成され、エンジンルームへの通風効率も向上するという利点がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例を示す図である。

【図2】実施例に基づき測定品の寸法を示す図である。

【図3】測定法を示す説明図である。

【図4】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図5】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図6】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図7】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図8】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図9】測定結果を示す荷重-変位曲線図である。

【図10】荷重-変位曲線図に基づく変位と座屈荷重およびエネルギー吸収量を示す図である。

【図11】第2の実施例を示す図である。

【図12】切り欠き幅を変えたときの荷重-変位曲線図である。

【図13】切り欠き幅と耐荷重およびエネルギー吸収量の関係の計測データを示す図である。

【図14】従来例を示す斜視図である。

【図15】図14におけるE-E部の断面図である。

【図16】従来例における補強構造を示す断面図である。

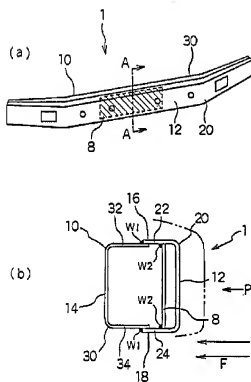
【図17】座屈現象を示す説明図である。

【符号の説明】

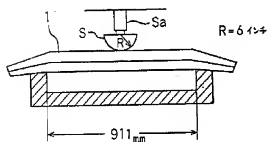
- 1、1' パンバービーム
- 8 補強部材
- 10、10' パンバービーム本体
- 12 前縦壁
- 14 後縦壁
- 50 16 上壁

- 18 下壁
20 前側部材
22、24、32、34 フランジ
30、30' 後側部材
36、37 切り欠き
40 パンパービーム
41、44、45 ハット型部材
42 平板

【図1】

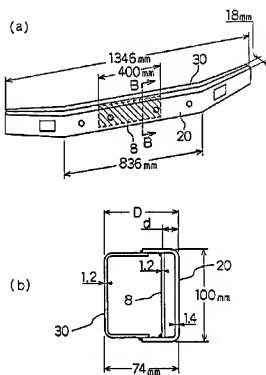


【図3】



- 43、46 フランジ部
48 外皮
50 パンパービーム本体
52、54 縦壁面
56 補強材
58 上壁
60 下壁

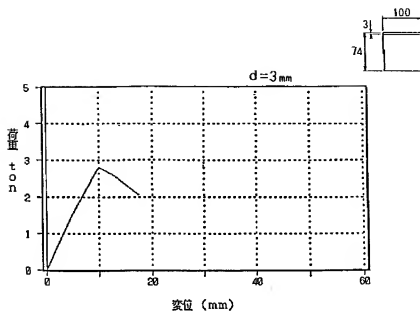
【図2】



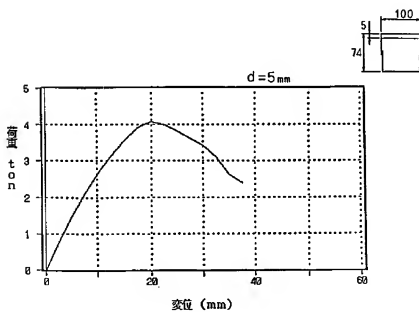
【図10】

φ寸法 (mm)	実 効 (mm)	エネルギー 吸収量 (KJ/m)	剛性係数 (1/cm)	
d=3	9.9	33.6	2.87	剛性 大 ↑ ↓ 剛性 小
d=5	20.0	108.7	4.08	
d=12	29.2	151.2	4.11	
d=14	32.0	160.5	4.25	
d=17	25.7	128.7	3.51	
d=27	43.1	131.0	3.58	

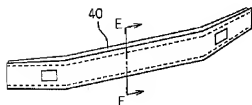
【図4】



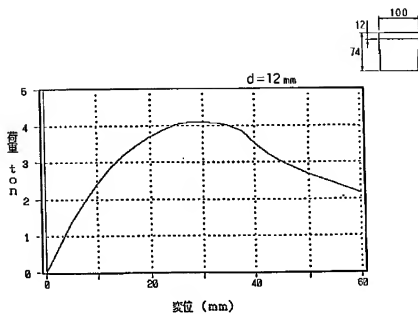
【図5】



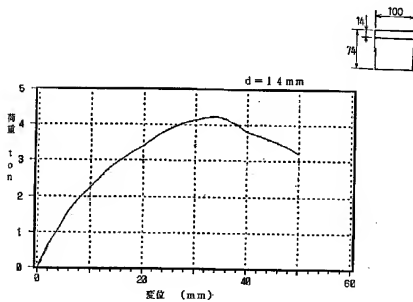
【図14】



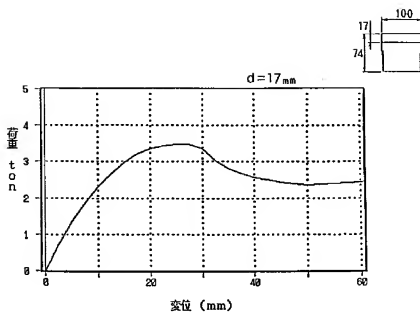
【图6】



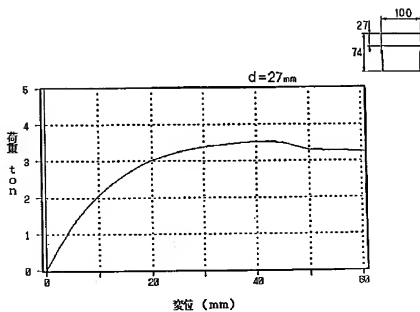
【图7】



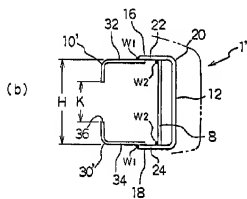
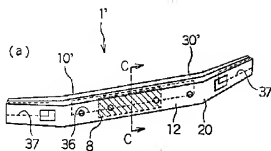
【图8】



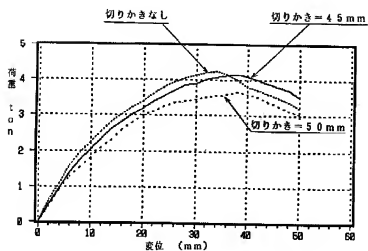
【图9】



【図11】



【図12】

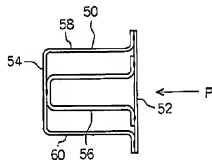


【図13】

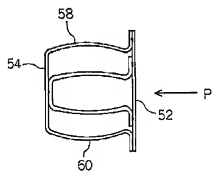
エネルギー吸収量及び最大耐荷重

タイプ	エネルギー吸収量 (Kgm)	最大耐荷重 (ton)
切りかきなし	180.5	4.25
切りかき=4.5mm	154.7	4.10
切りかき=5.0mm	136.4	3.65

【図16】



【図17】



【図15】

